

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **04027784 A**

(43) Date of publication of application: 30.01.92

(51) Int. Cl

F04B 49/00
E02F 9/20
F02D 29/04

(21) Application number: 02133324

(22) Date of filing: 23.05.90

(71) Applicant: **HITACHI CONSTR MACH CO LTD**

(72) Inventor:
OKUI HISAO
KANAI TAKASHI
NAKAMURA HIROYUKI
TAKAHASHI TOMOO
TAKAGI HISAO

**(54) HYDRAULIC PUMP CONTROL DEVICE FOR
RUNNING WORKING VEHICLE WITH TORQUE
CONVERTER**

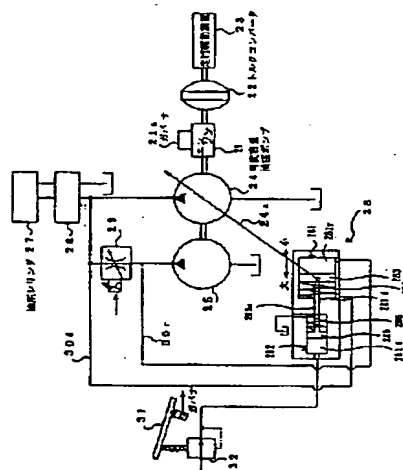
rotating speed, the pump capacity is decreased by the amount proportional to the rotating speed deviation, and the running torque is increased by that much.

(57) Abstract:

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

PURPOSE: To effectively utilize the engine output by controlling the discharge capacity of a variable-capacity hydraulic pump so that the reduction rate of the discharge capacity is increased as the engine rotating speed is decreased by a load when the command value is constant.

CONSTITUTION: A pump regulator 28 sets the discharge capacity of a variable-capacity hydraulic pump 24 based on the rotating speed detected by a throttle 29 detecting the actual rotating speed of an engine 21 and the command value of the target rotating speed by an accelerator pedal 31. The pump regulator 28 controls the discharge capacity of the variable-capacity hydraulic pump 24 so that the reduction rate of the discharge capacity is increased as the engine rotating speed is decreased by a load when the command value is constant as compared with the reduction rate of the discharge capacity as the engine rotating speed is decreased by the reduction of the command value. When the work load is made larger than the engine output torque and the engine rotating speed is made smaller than the target



THIS PAGE BLANK

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平4-27784

⑮ Int. Cl.⁵

F 04 B 49/00
E 02 F 9/20
F 02 D 29/04

識別記号

3 4 1

庁内整理番号

C
H

8811-3H
9022-2D
7049-3G

⑭ 公開 平成4年(1992)1月30日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑬ 発明の名称 トルクコンバータ付き走行作業車両の油圧ポンプ制御装置

⑰ 特 願 平2-133324

⑱ 出 願 平2(1990)5月23日

⑲ 発 明 者 奥 井 久 雄 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

⑲ 発 明 者 金 井 隆 史 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

⑲ 発 明 者 中 村 弘 之 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機エンジニアリング株式会社内

⑲ 発 明 者 高 橋 智 雄 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機エンジニアリング株式会社内

⑳ 出 願 人 日立建機株式会社 東京都千代田区大手町2丁目6番2号

㉑ 代 理 人 弁理士 永井 冬紀

最終頁に続く

明 細 書

1. 発明の名称

トルクコンバータ付き走行作業車両の油圧ポンプ制御装置

2. 特許請求の範囲

エンジンの目標回転数を指令する指令手段と、
エンジンの出力軸に接続されたトルクコンバータと、

このトルクコンバータの出力軸に接続された走行駆動装置と、

前記エンジンによって駆動される可変容量油圧ポンプと、

この可変容量油圧ポンプから吐出される圧油により作業用フロント部材を駆動するアクチュエータとを有する走行作業車両の油圧ポンプ制御装置において、

前記エンジンの実回転数を検出する検出手段と、

この検出手段で検出された回転数と前記目標回転数の指令値とに基づいて前記可変容量油圧ポンプの吐出容量を設定する吐出容量設定手段とを具

備し、

この吐出容量設定手段は、前記指令値の低下によるエンジン回転数の減少に伴う吐出容量の低減率に比べて、指令値一定のときに負荷によるエンジン回転数低減に伴う吐出容量の低減率が大きくなるように、前記可変容量油圧ポンプの吐出容量を制御することを特徴とするトルクコンバータ付き走行作業車両の油圧ポンプ制御装置。

3. 発明の詳細な説明

A. 産業上の利用分野

本発明は、トルクコンバータから走行駆動力を取り出す走行作業車両に搭載されフロント用アクチュエータを駆動する圧油を吐出する可変容量油圧ポンプの吐出容量を制御する装置に関する。

B. 従来の技術

第10図は従来のホイールロードにおける駆動装置の概略構成を示す。エンジン21の出力軸にトルクコンバータ22と固定式油圧ポンプ24が接続され、トルクコンバータ22に走行駆動装置23が連結される。油圧ポンプ47には作業用バ

ケットなどのフロントを駆動する油圧シリンダ27がコントロールバルブ26を介して接続されている。

C. 発明が解決しようとする課題

このような構成のホイールローダにより走行しながらバケットを土砂に貫入させてすくい上げるような複合動作を行う場合、エンジンの出力トルクはフロント用油圧ポンプ47に優先的に使用されるため、フロント側の負荷が増大してエンジン出力トルクより大きくなるとエンジンの回転数が低下してトルクコンバータ22の入力トルクが小さくなり、走行駆動装置を介しての牽引力、すなわち突込み力が小さくなる。

このようにホイールローダでは、トルクコンバータによる突込み力とフロントによる持ち上げ力との合力の方向が重要である。すなわち、エンジンの出力馬力を走行とフロントに対して如何に配分するかが性能上重要な問題である。特にトルクコンバータがストール状態にあり、かつフロントの油圧回路がリリーフ状態にある場合をコンバイ

ンドストールと呼び、この状態がエンジンにとって最も負荷が厳しく、この時のエンジン出力トルクをフロント側と走行側とにどのように分配するかが問題となる。

次にこの点について詳述する。

第11図はエンジンのトルクカーブETとトルクコンバータのストール時の入力トルクカーブTTを示し、ETLは、このエンジン出力トルクカーブETからポンプ吸収トルクTPを差し引いた残りのエンジン出力のトルクカーブを示す。

今、エンジンが回転数 N_0 で回転しているとき、ホイールローダが掘削対象物（土砂等）に突入するとトルクコンバータ22は入力トルク（以下、トルコン入力トルクと呼ぶ） T_0 を吸収する。ここで、フロントを動作させてフロントと走行に用いられる全トルクがエンジン出力トルクよりも大きくなるとエンジン回転数が低下し、トルクコンバータとフロント用油圧ポンプの吸収トルクの和がエンジン出力トルクと等しくなる点（マッチング点）Aにおいてバランスする。この結果、エン

ジン回転数は ΔN だけ低下し、トルクコンバータ22の入力トルクも ΔT だけ低下する。

従来は油圧ポンプ24として固定容量ポンプを使用していたため、コンバインドストール時のトルコン入力トルク（けん引力）の設定が1つであり、例えば、ポンプ吸収トルクを大きく設定した場合には、土砂貫入時にフロントを動作させたときにけん引力（突込み力）の減少が大きくなり掘削できないおそれもある。また、作業可能な場合でもエンジン回転数の低下が大きく、エンジン出力の有効利用もできず、作業効率も悪い。

このような不都合を避けるために油圧ポンプ24の容量を小さくしてポンプ吸収トルク T_p を T_{p0} の如く小さくすると、コンバインドストール時のマッチング点はB点となり、コンバインドストール時のエンジン回転数はマッチング点Aの場合より改善されて高くなり、エンジン出力の有効利用もできる。しかしこの場合には、フロントの単独操作時に、エンジン出力に余裕があるにもかかわらずフロントの仕事量は小さくなり、別の面

でエンジンを有効に利用できないという問題が生じる。

本発明の目的は、作業負荷がエンジン出力トルクよりも小さい場合には、フロント用油圧ポンプのポンプ吸収トルクを大きくし、かつコンバインドストール時など作業負荷がエンジン出力トルクよりも大きくなった場合には大きな牽引力を維持するとともにエンジン出力の有効利用を図るようにしたトルクコンバー付き走行作業車両の油圧ポンプ制御装置を提供することにある。

D. 課題を解決するための手段

一実施例である第1図に対応づけて本発明に係る走行作業車両を説明すると、本発明は、エンジン21の目標回転数を指令する指令手段31と、エンジン21の出力軸に接続されたトルクコンバータ22と、このトルクコンバータ22の出力軸に接続された走行駆動装置23と、エンジン21によって駆動される可変容量油圧ポンプ24と、この可変容量油圧ポンプ24から吐出される圧油により駆動され作業用フロント部材を駆動するア

クチュエータ27とを備えた走行作業車両に適用される。

そして、エンジン21の実回転数を検出する検出手段29と、この検出手段29で検出された回転数と目標回転数の指令値とに基づいて、指令値の低下による回転数の減少に伴う吐出容量の低減率に比べて指令値一定のときに負荷による回転数低減に伴う吐出容量の低減率が大きくなるように可変容量油圧ポンプ24の吐出容量を制御する吐出容量設定手段28、32とを具備することにより、上述の目的を達成する。

E. 作用

エンジン出力は走行駆動力とフロント駆動力とに分配される。走行とフロントの複合操作時に走行負荷とフロント負荷の和がエンジン21の出力トルクを越えると、回転数指令値が一定でもエンジン回転数はその時の回転数からエンジン出力トルクカーブに従って低下し、トルクコンバータ22の入力トルクはエンジン回転数の低下に比例して小さくなる。この回転数低減に伴って可変容量

油圧ポンプ24の吐出容量が低下してポンプ吸収トルクが低下する。そして、ポンプ吸収トルクとトルクコンバータ入力トルクの和がエンジン出力トルクと等しくなる点でマッチングする。

一方、回転数指令値が低下すると回転数が減少し、吐出容量が所定の低減率で低下してポンプ吸収トルクが減少される。本発明では、指令値の変更に伴う吐出容量の低減率に比べて、指令値一定のときに負荷による回転数低減に伴う吐出容量の低減率が大きくなるように可変容量油圧ポンプ24の吐出容量が制御される。

したがって、最大吐出容量の大きな可変容量油圧ポンプを使用しても、コンバインドストール時のマッチング点が従来よりも高回転数側に設定でき、トルクコンバータ22の入力トルクを大きくできる。その結果、複合操作時に大きな牽引力を維持でき、しかもフロント単独時の仕事量を大きくできる。また、エンジン出力を有効に利用できる。

なお、本発明の構成を説明する上記D項および

E項では、本発明を分かり易くするために実施例の図を用いたが、これにより本発明が実施例に限定されるものではない。

F. 実施例

第1図～第6図により本発明の一実施例を説明する。

エンジン21はガバナ21aを有し、アクセルペダル31の踏み込みにより操作されるガバナレバー（不図示）によって回転数が制御される。このエンジン21にはトルクコンバータ22の入力軸が接続され、トルクコンバータ22の出力軸は走行駆動装置23を構成する変速機の入力軸に連結されている。一方、エンジン21にはフロント用の可変容量油圧ポンプ24と固定容量ポンプ25も接続されている。可変容量油圧ポンプ24と固定容量ポンプ25の吐出油は合流されてコントロールバルブ26を介してフロント駆動用の油圧シリンダ27に導かれる。可変容量油圧ポンプ24の吐出容量（傾転角）は傾転角制御用のポンプレギュレータ28で制御される。

ポンプレギュレータ28は2つのピストン室281、282を有し、ピストン室281には、可変容量油圧ポンプ24の傾転レバー24aと連結されたピストン283と、このピストン283を常時右方、すなわち最小傾転方向に付勢するばね284とが配設されている。ここで、エンジンが停止しているときには可変容量油圧ポンプ24の傾転角が零となるようにばね284のばね力が決められている。ピストン室282には、先端のピストンロッド285aがピストン室281の左室281fに挿入されているピストン285と、このピストン285を常時左方に付勢するばね286とが設けられている。

固定容量油圧ポンプ25の吐出管路には比例電磁式の変換絞り29が設けられ、絞り29の上流の圧力は管路30rを介してピストン室281の右室281rに導かれ、絞り29の下流の圧力は管路30lを介して左室281fに導かれている。したがって、ピストン283の左右には絞り29の前後圧が作用する。一方、ピストン室282の

左室282_lはアクセルペダル31に連動する減圧弁32の出力ポートに接続されて、アクセルペダル31の踏み込み量に比例した圧力が導入される。

次にこのようなホイールローダのポンプ吐出容量制御動作を説明する。

アクセルペダル31を踏み込むとエンジン21の回転数が上がり、絞り29の前後差圧 ΔP が上昇すると同時に、減圧弁32の出力ポートにも踏み込み量に応じた圧力がたつ。その結果、ポンプレギュレータ28のピストン室281の左右の室281_l、281_rには絞り29の前後圧力がそれぞれ導かれ、ピストン室282の左室282_lには減圧弁32の出力圧力が導かれる。

絞り29の前後差圧 ΔP はエンジン回転数 N により第2図の実線aのように変化し、減圧弁32の出力圧力 P_r はアクセルペダル31の踏み込み量 S により第2図の実線bのように変化する。作業負荷がエンジン出力トルクと等しいか小さい場合には、アクセルペダルの踏み込み量 S はエンジン

回転数 N に比例するから $S = N$ となる。これを式で表すと次のようになる。

$$\Delta P = \alpha \cdot f_1(N) \quad (1)$$

$$P_r = \beta \cdot f_2(S) \\ = \beta \cdot f_2(N) \quad (2)$$

但し、 $f_1(N)$ 、 $f_2(N)$ はエンジン回転数の関数を表し、 α 、 β は定数である。

なお、第2図においては、説明を簡単にするため $f_1(N)$ 、 $f_2(N)$ を1次関数とした。

ここで、ピストン283をばね284のばね力に抗して左方に駆動する力を P_a とすると、この駆動力 P_a は、

$$P_a = \Delta P - P_r \quad (3)$$

で表される。

トルクコンバータ入力トルク T_t とポンプ吸収トルク T_p の和がエンジン出力トルク T_e の範囲内のとき、つまり作業負荷が小さくエンジン回転数がアクセルペダル31の踏み込み量に比例して増加するような場合には、駆動力 P_a は第3図の実線cのようにエンジン回転数 N に応じて増加す

る。

一方、トルクコンバータ入力トルク T_t とポンプ吸収トルク T_p の和がエンジン出力トルク T_e を上回るとき、つまり作業負荷が大きくアクセルペダル31の踏み込み量を一定としてもエンジン回転数がその時の回転数(N_0)からエンジン出力トルクカーブに従って $\Delta N'$ 減少するような場合には、ピストン室282の左室282_lに作用する圧力 P_r は変化しないがピストン283に作用する圧力 ΔP は減少するため、第3図の破線dのようにエンジン回転数の減少($\Delta N'$)に応じて駆動力 P_a は減少する。

これを式で表すと次のようになる。

$$\Delta P = \alpha \cdot f_1(N_0 - \Delta N') \quad (4)$$

$$P_r = \beta \cdot f_2(N_0) \quad (5)$$

$$P_a = \Delta P - P_r \\ = \alpha \cdot f_1(N_0 - \Delta N') - \beta \cdot f_2(N_0) \quad (6)$$

但し、 N_0 は負荷が増加する前のエンジン回転数

$\Delta N'$ は負荷によって減少するエンジン回

回転分

さらに、可変容量油圧ポンプ24の吐出容量 D とピストン283の駆動力 P_a とは第4図の実線eのような関係($D = \gamma \cdot P_a$; 但し、 γ は定数)があるので、エンジン回転数 N と吐出容量 D とは、作業負荷がエンジン出力トルクより小さいときには、第5図の実線f、作業負荷がエンジン出力トルクより大きいときには破線gのようになる。

これを式で表すと次のようになる。

イ) 作業負荷がエンジン出力トルクより小さいとき、

$$D = \gamma (\alpha \cdot f_1(N_0) - \beta \cdot f_2(N_0)) \quad (7)$$

ロ) 作業負荷がエンジン出力トルクより大きいとき

$$D = \gamma (\alpha \cdot f_1(N_0 - \Delta N') - \beta \cdot f_2(N_0)) \quad (8)$$

第6図は以上の動作により得られるエンジン回転数 N とトルク T を説明する図である。

ETはエンジン21の出力トルク曲線、TTはトルクコンバータ22の入力トルク曲線、L1～L3は、エンジン出力トルクETからポンプ吸収

トルク T_p を差引いた残りのエンジン出力トルクカーブを示す。そして、 L_1 は作業負荷がエンジン出力トルクよりも小さい時、 L_2 は作業負荷がエンジン出力トルクよりも大きい時、 L_3 は可変絞り 29 の絞り開度を L_2 のときよりも大きくした場合の一例をそれぞれ示す。

上述したように、フロントと走行を同時に操作するとフロント用ポンプのトルクが優先して使用される。フロント負荷が小さい場合には、フロント用ポンプ 24、25 とトルクコンバータ 22 の入力トルクの和がエンジン 21 の出力トルクを越えないので、エンジン回転数はアクセルペダル 31 の踏み込み量に比例して増減する。この場合、吐出容量は (7) 式で表され、エンジン回転数 N に対して第 5 図の実線 f のように変化する。ここで、ポンプ吸収トルクは (吐出容量 $(D) \times$ ポンプ圧力 (P)) で表わされるので、ポンプ吸収トルクは第 6 図の実線 L_1 に示すようにエンジン回転数に比例して増減する。

フロント負荷が増加してフロント用ポンプ 24、

25 とトルクコンバータ 22 の入力トルクの和がエンジン 21 の出力トルクを越えた場合には、アクセルペダル 31 の踏み込み量を一定に保持していてもエンジン回転数はその時の回転数 (N_0) からエンジン出力トルクカーブに従って低下する。吐出容量は (8) 式で表され、第 5 図の破線 g のように変化する。ポンプ吸収トルクは第 6 図の L_2 に示すようにエンジン回転数に比例して増減する。この場合、破線 g からわかる通り、負荷が小さいときの実線 f に比べてエンジン回転数に対する吐出容量の変化率が大きいから、エンジン回転数に対するポンプ吸収トルクの変化率も大きい。このことは、第 6 図の L_2 と $E T$ の間の距離の変化が L_1 と $E T$ の間の距離の変化に比べて大きいことから容易に理解できる。

今、第 6 図の $E T$ と $T T$ を第 11 図の場合と等しいとし、 L_1 と $T T$ との交点 C に対応するエンジン回転数とトルクの大きさを第 11 図のマッティング点 A に対応するものと等しいとする。

エンジン回転数が N_0 のときにトルクコンバー

タは入力トルク T_0 を吸収する。ここで、フロントを動作させて全トルクがエンジン出力トルクよりも大きくなると、この実施例では、(8) 式にしたがって可変容量油圧ポンプ 24 の吐出容量 D 、つまりポンプ吸収トルクが L_2 のように変化する。エンジン回転数が $\Delta N'$ ($< \Delta N$) だけ減少した点で、ポンプ吸収トルク T_p とトルクコンバータ入力トルク T_t の和がエンジン出力トルク T_e と等しくなり、マッティング点は D となる。その結果、エンジン回転数減少分は $\Delta N'$ ($< \Delta N$)、トルクコンバータ入力トルクの減少分は $\Delta T'$ ($< \Delta T$) となり、複合動作時に従来よりも大きな牽引力が維持できるとともに、高回転側で作業ができエンジン出力の有効利用が可能となる。

一方、例えばフロント単独操作時のようにポンプ吸収トルクとトルクコンバータ入力トルクの和がエンジン出力トルクを越えない場合には、(7) 式にしたがって可変容量油圧ポンプ 24 の吐出容量 D 、つまりポンプ吸収トルクが L_1 のように変化するから、第 11 図の $E T L$ と比べてポンプ吸

収トルクを大きく設定でき、フロントの仕事量を向上できる。

以上の実施例の動作をまとめると次のようになる。

- (1) 作業負荷がエンジン出力トルクよりも小さい場合には、アクセルペダル 31 で指令した目標回転数に比例してポンプ吐出容量が増加する。
- (2) 作業負荷がエンジン出力トルクより大きくなりエンジン実回転数が目標回転数より減少した場合には、(1) で述べたポンプ容量から回転数偏差に比例しただけポンプ容量が減少し、この分、走行トルクが大きくなる。

なお以上では、可変容量油圧ポンプ 24 と合流する固定ポンプ 25 の吐出油によりエンジン回転数を検出してレギュレータ 28 を駆動するようにしたが、専用ポンプでレギュレータ 28 を駆動したり、他のパイロット油圧用のポンプを用いて駆動してもよい。

第7図は他の実施例の要部を示すもので、マイクロコンピュータなどで構成されるコントローラ41によりレギュレータ128を制御して可変容量油圧ポンプ24の吐出容量を制御するものである。

すなわち、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ42と、アクセルペダル32の踏み込み量を検出するポテンショメータ43と、回路圧力Pを検出する圧力センサ44と、ポンプレギュレータ28の傾転レバー24aの角度を検出してポンプ24の傾転角すなわち吐出容量Dを検出する傾転角センサ45とを備える。各センサの検出出力はコントローラ41に入力され、コントローラは第8図に示す手順を実行して比例電磁式減圧弁46の吐出圧を調節して可変容量油圧ポンプ24の吐出容量を調節する。減圧弁46の吐出圧力が大きいとレギュレータ128のピストン128aがばね128bに抗して左方に移動して吐出容量が増加する。

第8図のプログラムが実行されると、ステップ

S1において、回転数センサ42、ポテンショメータ43、圧力センサ44および傾転角センサ45の検出出力からエンジン回転数N、アクセルペダル踏み込み量S、回路圧力Pおよび吐出容量Dを読み込む。ステップS2では、各センサの検出出力に基づいて、エンジン出力トルク T_e がトルクコンバータ22の入力トルク T_i とポンプ吸収トルク T_p の和より大きいかを判定する。ステップS2で $T_e > T_i + T_p$ が否定されると(負荷が小さいと)ステップS3に進み、肯定されると(負荷が大きいと)ステップS4に進む。ステップS3では、図示のようなエンジン回転数Nと吐出容量Dのマップに従って回転数センサ42の検出出力であるエンジン回転数Nから吐出容量Dを求め、一方、ステップS4においては、アクセルペダル踏み込み量Sとエンジン回転数Nとに基づいて、図示の3次元マップにしたがって吐出容量Dを求める。ステップS5ではステップS3またはS4で得られた吐出容量Dに相応した信号を比例電磁式減圧弁46に印加してレギュレータ12

8の右室128rに圧油を送り所望の傾転角を得る。

第9図に示すように、例えばエンジン回転数が N_0 、吐出容量が D_0 で低負荷状態で運転されているときにフロント負荷が増大して作業負荷がエンジン出力トルクより大きくなると、アクセル踏み込み量Sから曲線iが選択され、その曲線iに従いフロント負荷に応じた吐出容量Dが求められ、比例電磁式減圧弁46を介してレギュレータ128が操作され、これによって可変容量油圧ポンプ24が求められた吐出容量Dに設定される。

このような実施例でも先に説明した実施例と同様な作用効果が得られる。

なお、第1図の実施例では、絞り29を可変絞りとしているので、第6図に示すように可変容量油圧ポンプ24のトルク曲線をし3のようにすることもでき、走行とフロントのマッチング点を所望に応じて如何様にも設定できる。また、第7図の実施例でも、第9図の曲線iを変えることにより同様にマッチング点を任意に変更できる。さら

に、ホイールローダについて説明したが、その他の同様な走行作業車両にも本発明を適用することができる。

以上の実施例の構成において、アクセルペダル31やポテンショメータ43が指令手段を、可変絞り29やエンジン回転数センサ42が検出手段を、レギュレータ28や128が吐出容量設定手段をそれぞれ構成する。

G. 発明の効果

本発明によれば、作業負荷がエンジン出力トルクよりも大きくなった時における可変容量油圧ポンプの吐出容量の低減率を、回転数指令値の低下による吐出容量の低減率よりも大きくするようにしたので、走行とフロントとの複合動作時におけるコンバインドストール時のように作業負荷がエンジン出力トルクよりも大きくなった時に、ポンプ吸収トルクとトルクコンバータ入力トルクとのマッチング点が高回転数側に設定され、大きなけん引力を維持でき、作業負荷がエンジン出力トルクよりも小さいときには、フロント用油圧ポンプ

特開平4-27784 (7)

の吸収トルクを大きくでき、エンジンの有効利用が図れる。

4. 図面の簡単な説明

第1図～第6図は本発明の一実施例を説明するもので、第1図は走行駆動系とフロント駆動系とを示す構成図、第2図はエンジン回転数と差圧との関係 $N-\Delta P$ およびアクセルペダルの踏み込み量と減圧弁出力との関係 $S-P_r$ を示すグラフ、第3図はエンジン回転数とレギュレータ駆動力の関係 $N-P_a$ を示すグラフ、第4図はレギュレータ駆動力と吐出容量との関係 P_a-D を示すグラフ、第5図はエンジン回転数と吐出容量との関係 $N-D$ を示すグラフ、第6図はエンジン回転数とエンジン出力トルク、トルクコンバータ入力トルクおよびポンプ吸収トルクの関係を示すグラフである。

第7図～第9図は変形実施例を説明するもので、第7図はその要部を示す図、第8図はその手順例を示すフローチャート、第9図は動作を説明するグラフである。

第10図および第11図は従来例を説明するもので、第10図が第1図に相当する図、第11図が第6図に相当するグラフである。

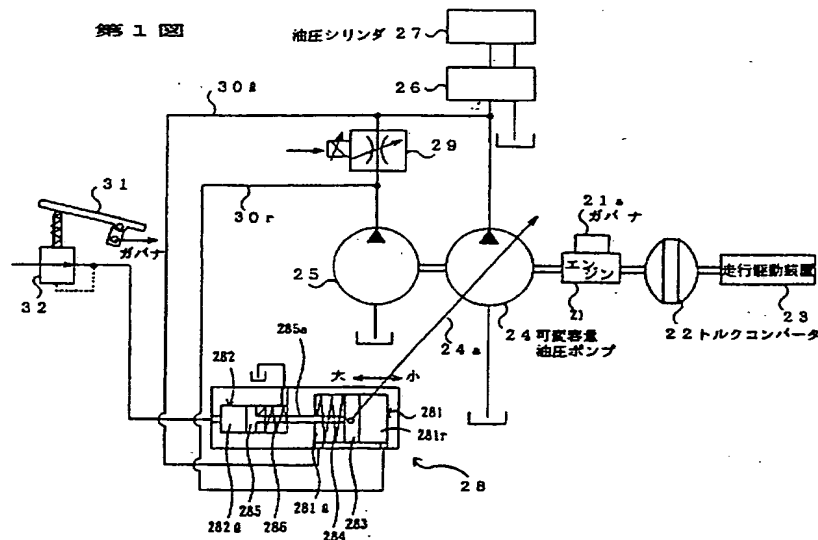
- | | |
|--------------|--------------|
| 21:エンジン | 22:トルクコンバータ |
| 23:走行駆動装置 | 24:可変容量油圧ポンプ |
| 25:固定容量油圧ポンプ | 27:油圧シリンダ |
| 28:ポンプレギュレータ | 29:絞り |
| 31:アクセルペダル | 32:減圧弁 |
| 41:コントローラ | 42:回転数センサ |
| 43:ポテンシオメータ | 44:圧力センサ |
| 45:傾転角センサ | 46:減圧弁 |
| 47:固定容量油圧ポンプ | 128:レギュレータ |

特許出願人

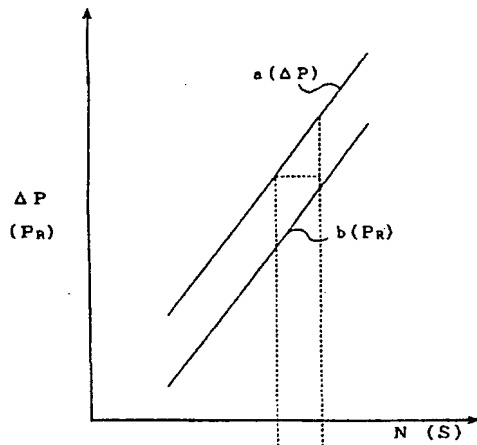
代理人 弁理士

日立建機株式会社

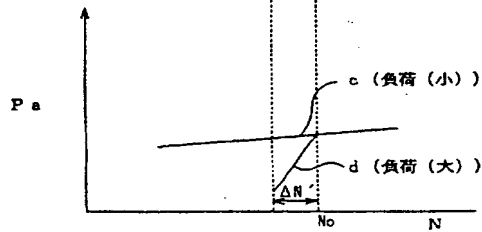
永井冬紀



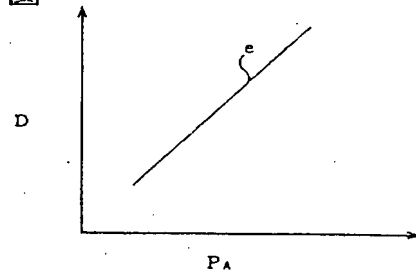
第2図



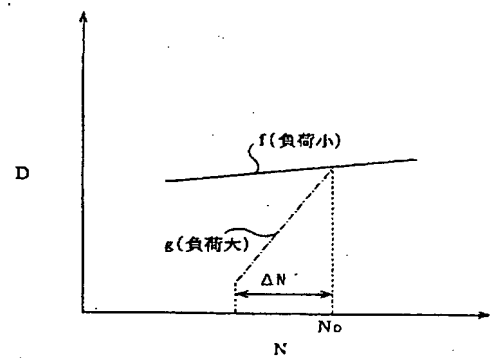
第3図



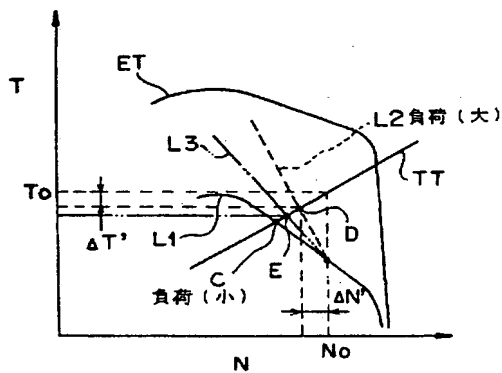
第4図



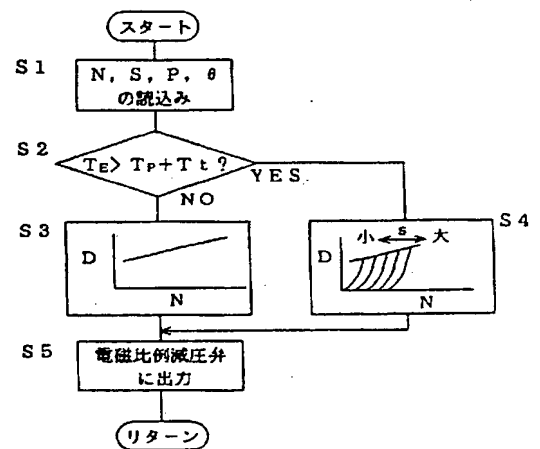
第5図



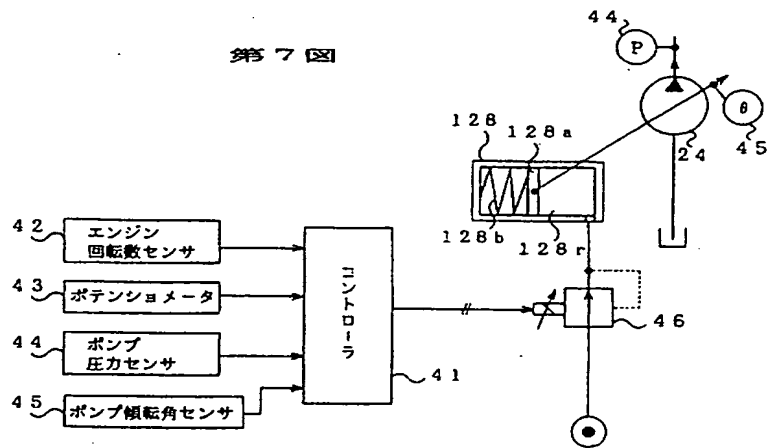
第6図



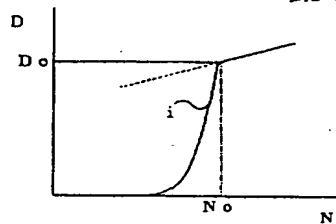
第8図



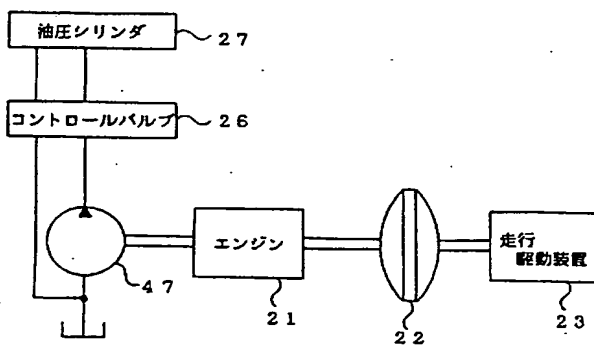
第 7 図



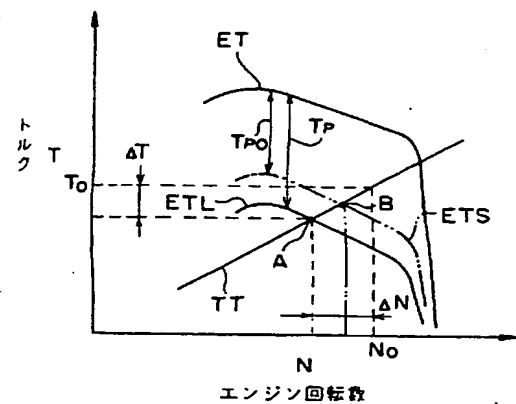
第9図



第 10 図



第 11 圖



特開平4-27784 (10)

第1頁の続き

⑦発明者

高木

久男

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機エンジニアリング
株式会社内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)